

Erteilt auf Grund der VO. vom 12. 5. 1943 – RGBl. II S. 150

AUSGEGEBEN AM  
1. JUNI 1953REICHSPATENTAMT  
PATENTSCHRIFTNr. 764 226  
KLASSE 17a GRUPPE 14  
*B 200062 Ia/17a*

Nachträglich gedruckt durch das Deutsche Patentamt in München

 (§ 20 des Ersten Gesetzes zur Änderung und Überleitung von Vorschriften  
auf dem Gebiet des gewerblichen Rechtsschutzes vom 8. Juli 1949)Dipl.-Ing. Wilhelm Wende, Mannheim  
ist als Erfinder genannt worden

Brown, Boveri &amp; Cie A. G., Mannheim

## Regelventil für Kühlanlagen

Patentiert im Deutschen Reich vom 27. Oktober 1942 an  
Patenterteilung bekanntgemacht am 11. Januar 1945

Das Gewicht der in Kühlanlagen umlaufenden Kältemittelmenge ist einerseits abhängig von dem bei gleichbleibender Drehzahl konstanten Hubvolumen des Verdichters und andererseits von der Verdampfungstemperatur. Je tiefer die Verdampfungstemperatur liegt, um so größer wird das spezifische Volumen und damit um so kleiner das Gewicht der umlaufenden Kältemittelmenge. In der Abb. 1 ist die umlaufende Kältemittelmenge einer mit Frigen betriebenen Kühlanlage in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur für ein konstantes Ansaugvolumen des Verdichters von 100 m<sup>3</sup>/h in einem Schaubild dargestellt. Man ersieht aus dieser Kurve, die für

eine praktisch ausgeführte Anlage aufgenommen ist, daß bei einer Senkung der Verdampfungstemperatur von  $-10$  auf  $-40^{\circ}\text{C}$  die umlaufende Menge an Kältemittel auf etwa 22% absinkt.

Um diese stark veränderlichen Betriebsverhältnisse zu beherrschen, sind selbsttätig arbeitende Regelventile für die Regelung der umlaufenden Kältemittelmenge erforderlich, die dazu geeignet sind, sich den stark veränderlichen Betriebsbedingungen anzupassen. Bei neueren Kühlanlagen werden zu diesem Zweck im allgemeinen von einem Temperaturfühler gesteuerte Regelventile verwendet, die den Kältemittelzufluß in den Verdampfer der

20

25

30

art regeln, daß stets nur so viel Kältemittel in den Verdampfer eintritt, wie mit Rücksicht auf die Kühlraumverhältnisse verdampfen kann. Wird nämlich zuviel Kältemittel in den Verdampfer eingespritzt, so ergibt sich der Nachteil, daß der Verdichter flüssiges, unverdampftes Kältemittel ansaugt, was zu unerwünschten Flüssigkeitsschlägen im Verdichter führen kann. Wird dagegen zuwenig Kältemittel in den Verdampfer eingespritzt, so fällt der Verdampfungsdruck ab und damit auch die Kälteleistung.

Die Wirkungsweise derartiger thermisch betätigter Regelventile ist im allgemeinen derart, daß die Bewegungen einer Membran auf die mit dieser mechanisch verbundene Düsennadel des Ventils übertragen werden, wodurch jeweils die erforderliche Öffnung der Einspritzdüse erreicht wird. Die Membran wird von einer Seite her vom Sättigungsdruck  $p_i$ , der in dem am Verdampferaustritt angeklebten Temperaturfühler befindlichen Flüssigkeit beaufschlagt, während auf die andere Seite der Membran der Verdampfungsdruck  $p_o$  des aus der Düse austretenden Kältemittels sowie die Kraft  $p_f$  einer Spannfeder einwirken. Im Gleichgewichtszustand ist dann  $p_i = p_o + p_f$ .

Maßgebend für ein einwandfreies Arbeiten derartiger Regelventile ist, daß die Sättigungstemperatur der im Temperaturfühler befindlichen Flüssigkeit etwa  $5^\circ\text{C}$  über der Sättigungstemperatur des aus der Düse austretenden verdampfenden Kältemittels liegt. Steigt die Temperatur und damit auch der auf der Membran lastende Druck im Fühler, weil die den Verdampfer durchlaufende Kältemittelmenge zu gering ist, so wird die Spannfeder so weit zusammengedrückt, bis der Gleichgewichtszustand wieder erreicht ist. Bei diesem Vorgang wird durch Verschiebung der Düsennadel der freie Querschnitt der Düse vergrößert, so daß mehr Kältemittel als vorher in den Verdampfer eintreten kann. Strömt nun als Folge davon mehr Kältemittel durch den Verdampfer, als dort verdampfen kann, dann sinkt die Temperatur im Fühler wieder ab und damit auch der Sättigungsdruck, so daß die Spannfeder wieder bis zum Gleichgewichtszustand entlastet wird. Auf diese Weise wird der Kältemitteldurchtritt entsprechend gedrosselt.

Der Temperaturunterschied zwischen dem Fühler und dem verdampfenden Kältemittel ist bedingt durch den Temperaturunterschied zwischen der Kühlraumtemperatur und der Verdampferoberfläche des aus der Düse in den Verdampfer eintretenden Kältemittels, d. h. durch die Größe der Verdampferoberfläche und den Wärmeübergang. Man hat nun das Bestreben, diesen Temperaturunterschied

nicht allzu groß werden zu lassen, denn je größer dieser Temperaturunterschied ist, um so tiefer liegt die Verdampfungs- und um so geringer ist die Kälteleistung bei konstantem Hubvolumen des Verdichters.

Bei den bisher bekannten, von einem Temperaturfühler gesteuerten Regelventilen entstehen nun dadurch Schwierigkeiten, daß bei tieferen Verdampfungs- und Verdampfungstemperaturen der zum Öffnen des Ventils erforderliche Temperaturunterschied zwischen der Fühler- und der Verdampfungs- und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels mit fallender Verdampfungstemperatur immer größer wird und schließlich das Mehrfache von  $5^\circ\text{C}$  betragen kann. Demgegenüber steht allerdings die Tatsache, daß bei tieferen Verdampfungs- und Verdampfungstemperaturen weniger Kältemittel durch die Düse strömen muß und außerdem noch der Druckunterschied zwischen Verflüssigungs- und Verdampfungsdruck des Kältemittels größer wird, beides Einflüsse, die zu einer Erhöhung des Kältemitteldurchlaufes durch die Düse führen. Trotzdem reichen diese Einflüsse nicht aus, den sich bei tiefen Temperaturen auf der Fühlerseite einstellenden geringen Druck so weit auszugleichen, daß noch genügend Kältemittel durch die Düse fließen kann. Um trotzdem die erforderliche Kältemittelmenge durch die Düse durchlaufen zu lassen, muß daher bei den bekannten Regelventilen die Regulierfeder mit Hilfe einer auf sie einwirkenden Spindel von Hand nachgestellt werden. Dies ist jedoch nachteilig, da das Nachstellen der Regulierfeder nur durch besonders geschultes Personal vorgenommen werden kann und weil in vielen Fällen das Ventil für die Handeinstellung nur schwer zugänglich ist.

Die vorliegende Erfindung beschäftigt sich nun mit der Aufgabe, die Schwierigkeiten der bekannten, mittels Temperaturfühler gesteuerten Regelventile zu beseitigen. Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe in der Weise gelöst, daß zwischen der Regulierfeder und der Einstellspindel eine flüssigkeitsgefüllte Membrandose angeordnet wird, die von dem aus der Düse austretenden verdampfenden Kältemittel umspült wird. Auf diese Weise wird erreicht, daß, falls die Kühlraumtemperatur am Temperaturregler tiefer eingestellt wird, ein Nachstellen des Ventils mit Hilfe der Spindel nicht mehr erforderlich ist, weil sich die in der Membrandose befindliche Flüssigkeit infolge der Kälteeinwirkung zusammenzieht und damit ein selbsttätiges Entspannen der Regulierfeder herbeiführt. Für die Füllung der Membrandose wird zweckmäßig eine Flüssigkeit mit besonders niedrigem Gefrierpunkt, hoher Siedetemperatur und großem Ausdehnungskoeffizienten, z. B. Aceton, Methylalkohol oder Toluol, verwendet. Umge-

kehrt bewirkt die Ausdehnung der Flüssigkeit in der Membrandose bei steigender Kühlraum- und Verdampfungstemperatur selbsttätig ein Nachspannen der Regulierfeder auf den jeweils erforderlichen Druck. Daraus ergibt sich der Vorteil, daß eine mit dem nach der Erfindung ausgebildeten Regelventil ausgestattete Kühlanlage in weiten Temperaturgrenzen betrieben werden kann, ohne daß es notwendig ist, ein Nachstellen des Regelventils von Hand vorzunehmen.

In Abb. 2 ist ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Regelventils dargestellt, dessen Aufbau und Wirkungsweise im folgenden näher beschrieben wird. Das aus dem Kondensator kommende flüssige Kältemittel tritt durch Stutzen 1 unter Verflüssigungsdruck in den Ventilkörper 2 ein und wird beim Durchströmen der Düse 3, deren offener Querschnitt durch die Düsennadel 4 gegeben ist, auf den Verdampfungsdruck entspannt. Während der Entspannung tritt bereits Dampfbildung ein. Das Flüssigkeits-Dampf-Gemisch tritt sodann durch den Stutzen 5 in den nicht dargestellten Verdampfer ein, wo es unter Aufnahme der Verdampfungswärme aus der Umgebung verdampft. Der die Düsennadel 4 tragende Teil 6 steht über zwei Stifte 7 mit einer Flachmembran 8 in fester Verbindung, so daß Bewegungen der Membran unmittelbar auf die Düsennadel 4 übertragen werden. Bewegt sich die Membran nach unten, so vergrößert die Düsennadel den Durchtrittsquerschnitt der Düse, während bei einer Aufwärtsbewegung der Membran der freie Querschnitt der Düse verringert und schließlich die Düse ganz abgesperrt wird. Die Stifte 7 sind in Kanälen 9 des Ventilkörpers 2 geführt, die eine Verbindung des unterhalb der Membran befindlichen Raumes 11 mit dem Raum 10 unter der Düsennadel herbeiführen. Der oberhalb der Membran 8 befindliche Raum 12 steht unter dem Sättigungsdruck der im Temperaturfühler 13 befindlichen Flüssigkeit, die durch ein Kapillarrohr 14 dem Raum 12 zugeführt wird. Da der Temperaturfühler 13 am Verdampferaustritt angeklemt ist, wo bereits eine Überhitzung des Kältemitteldampfes eingetreten ist, liegt seine Sättigungstemperatur etwas höher als die Verdampfungstemperatur des aus der Düse austretenden Kältemittels. Dieser Temperaturunterschied beträgt bei Normalverhältnissen etwa 5° C.

In der Normalstellung des Ventils ist der auf die Oberseite der Membran einwirkende Sättigungsdruck der im Temperaturfühler befindlichen Flüssigkeit gleich dem im Raum 10 herrschenden, auf die Unterseite der Membran einwirkenden Sättigungsdruck des ver-

dampfenden Kältemittels und dem Druck der Regulierfeder 15. Sinkt der auf der Oberseite der Membran lastende Druck im Temperaturfühler ab, da infolge unvollständiger Verdampfung des Kältemittels eine Überhitzung am Verdampfer austritt, d. h. an der Anklemmstelle des Temperaturfühlers nicht mehr stattfindet, so wird die Membran infolge des auf ihrer Unterseite überwiegenden Druckes nach oben durchgedrückt und damit eine Drosselung des Ventils herbeigeführt. Steigt dagegen die Temperatur im Fühler 13 wieder an, so überwindet der im Temperaturfühler ansteigende Sättigungsdruck die Summe des Verdampferdruckes des Kältemittels und des Druckes der Regulierfeder 15, wodurch das Ventil entsprechend geöffnet wird.

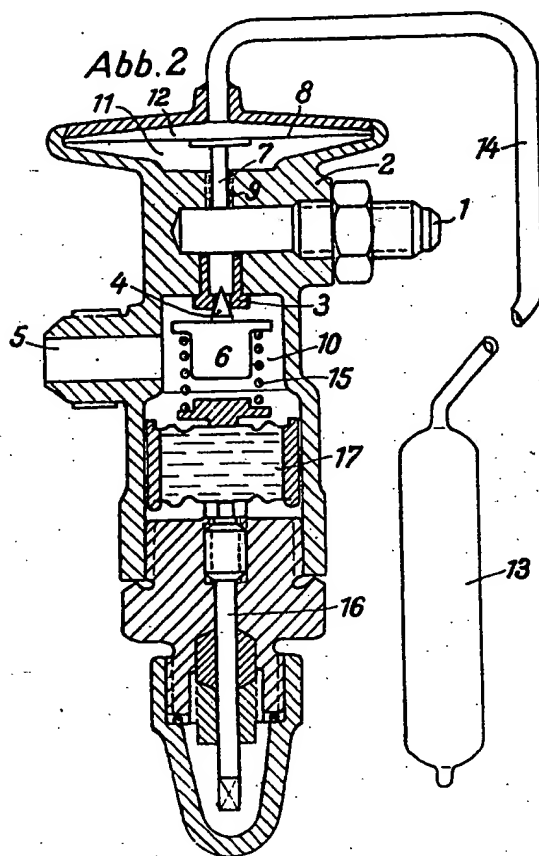
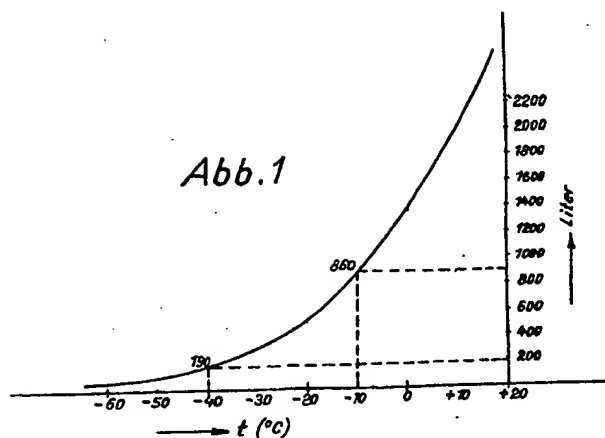
Erfindungsgemäß ist zwischen der Regulierfeder 15 und der Spindel 16 für die Einregulierung der Spannfeder 15 eine flüssigkeitsgefüllte Membrandose 17 angeordnet. Die Membrandose zieht sich bei sinkender Verdampfungs- bzw. Kühlraumtemperatur zusammen und bewirkt dadurch eine selbsttätige Entspannung der Regulierfeder, während sie sich bei steigender Kühlraum- bzw. Verdampfungstemperatur ausdehnt und so die Spannfeder 15 selbsttätig nachspannt. Die Spindel 16, die bisher bei wechselnden Temperaturverhältnissen zur Einregulierung der Feder 15 von Hand diente, dient nunmehr lediglich der einmaligen Einstellung der Vorspannung der Regulierfeder.

#### PATENTANSPRÜCHE:

1. Von einem Temperaturfühler gesteuertes Regelventil zur Regelung des Kältemittelumlaufes in Kühlanlagen, insbesondere für stark veränderliche Kühlraumtemperaturen, mit einer auf die Membran des Ventils einwirkenden Regelfeder und einer Einstellspindel, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Regelfeder (15) und der Einstellspindel (16) eine vom entspannten Kältemittel umspülte, flüssigkeitsgefüllte Membrandose (17) angeordnet ist, die sich in Abhängigkeit von der Temperatur des entspannten Kältemittels zusammenzieht bzw. ausdehnt und damit die Vorspannung der Regelfeder (15) selbsttätig ändert.

2. Regelventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Membrandose (17) mit einer Flüssigkeit von besonders niedrigem Gefrierpunkt, hoher Siedetemperatur und großem Ausdehnungskoeffizienten, z. B. Aceton, Methylalkohol, Toluol od. dgl., gefüllt ist.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen



Issued based on the order of 05/12/1943 - RGBI II S.150

Published June 1<sup>st</sup> 1953

REICHS PATENT OFFICE

PATENT

Nr. 764226  
Class 17a Group 14  
B 200062 Ia/17a

-----  
Reprinted by the Deutsche Patent Office in Munich  
(§20 of the first law regarding changes and conversions of orders in the field of  
commercial IP protection of July 8<sup>th</sup> 1949)

-----  
Diplom-Engineer Wilhelm Wende, Mannheim  
was named as inventor

-----  
Brown, Boveri & Cie A.G., Mannheim

-----  
Control Valve for Cooling Equipment

Patented in the Deutsche Reich from October 27<sup>th</sup> 1942 on  
Issue of patent published on January 11<sup>th</sup> 1945

The weight of the coolant circulating in a cooling device depends on the one hand on the displacement of the compressor which is constant with constant rpm and on the other hand on the vaporizing temperature. The lower the vaporizing temperature the higher the specific volume and therefore the smaller the weight of the circulating amount of coolant. Graphic 1 shows the amount of circulating coolant of a cooling device operated with Frigen over the vaporizing temperature given constant intake volume of the compressor of  $100\text{m}^3/\text{h}$ . The graphic, which is based on a production equipped device, shows that decreasing the vaporizing temperature from  $-10^\circ\text{C}$  to  $-40^\circ\text{C}$  reduces the circulating amount of coolant to appr. 22%.

To manage such vastly changing operating parameters self actuated control valves, which can adjust to the vastly changing operating parameters, are necessary to control the amount of circulating coolant. Control valves controlled by a temperature sensor are typically used in newer cooling devices. Such valves control the coolant flow into the vaporizer in such a way that only as much coolant goes into the vaporizer as can be vaporized based on the cooling chamber settings. If too much coolant is injected into the vaporizer the negative effect arises that the compressor sucks in liquid, un-vaporized coolant, which can lead to undesirable fluid shocks within the compressor. If on the other hand too little coolant is injected in the vaporizer the vaporizing pressure and with it the cooling performance decreases.

Typically, the operating principal of such temperature actuated control valves is that the movement of a membrane is transferred to a mechanically coupled jet needle, which creates the appropriate opening of the injection jet. One side of the membrane is subject to the saturation pressure  $p_t$  of the liquid within the temperature sensor which is mounted to the exhaust side of the vaporizer while the other side of the membrane is subject to the vaporizing pressure  $p_0$  of the coolant coming out of the jet as well as the force  $p_f$  of a spring. Therefore,  $p_t = p_0 + p_f$  in equilibrium.

Critical for perfect performance of such valves is that the saturation temperature of the liquid within the temperature sensor is appr.  $5^\circ\text{C}$  above the saturation temperature of the coolant coming out of the jet. If the temperature increases, and with that the pressure acting on the membrane within the sensor increases, because the amount of coolant going through the vaporizer is too little, the spring will be compressed until the equilibrium conditions are reached again. By movement of the jet needle the open cross section of the jet is increased allowing more coolant than before to enter the vaporizer. If then, as a consequence of this, more coolant as can be vaporized flows through the vaporizer, the temperature within the sensor decreases again and with that the saturation pressure so the spring is released up to the equilibrium. This is how the coolant flow is throttled appropriately.

The temperature difference between the sensor and the coolant is governed by the temperature difference between the cooling chamber and the vaporization temperature of the coolant entering the vaporizer out of the jet, that means it is governed by the size of the vaporizing surface and the temperature gradient. It is desired not to allow that temperature difference to become too big, since the bigger this temperature difference the lower the vaporization temperature and the lower the cooling performance given constant compressor displacement.

Difficulties arise with the currently known, temperature sensor controlled valves since at lower vaporization temperatures the temperature difference - necessary to open the valve - between the sensor temperature and the vaporization temperature of the coolant becomes greater and greater with lower vaporization temperatures and can reach multiples of 5°C. A counter effect is the fact that with lower vaporization temperatures less coolant has to flow through the jet and additionally the pressure difference between liquefying pressure and vaporization pressure within the coolant becomes larger; both influences which lead to an increase of coolant flow through the jet. Nevertheless, these influences are not enough to adequately counteract the low sensor side pressure at low temperatures to allow enough coolant to flow through the jet. To let the necessary amount of coolant flow through the jet the control spring in the known valves has to be hand adjusted with an adjusting screw. This is a disadvantage since hand adjustments of the control springs can only be performed by specially trained personnel and because often the valve is hard to reach.

This invention deals with the task to eliminate the problems of the known temperature sensor controlled control valves. Based on the invention the problem is solved by putting between the control spring and the adjusting screw a liquid filled membrane canister, which the vaporizing coolant emerging out of the jet flows over. This achieves that if the cooling chamber temperature is set lower at the temperature control, it is no longer necessary to readjust the valve using the adjusting screw because the liquid within the membrane canister contracts due to the cooler temperature which results in an automatic relaxation of the control spring. It is practical to use a liquid with unusually low freezing temperature, high boiling point and high expansion coefficient, for example Aceton, Methylalcohol or Toluol to fill the membrane canister. In the reverse case, the expansion of the liquid within the membrane canister due to increased cooling chamber and vaporizing temperatures results in an automatic re-tensioning of the control spring to the necessary pressure. This results in the advantage that a cooling device equipped with a control valve based on this invention can be operated in a wide temperature range without the necessity of manual readjustments.

Graphic 2 shows an operating example of the control valve based on the invention. The operation principal of this valve is described in more detail in the following:

From the condenser the liquid coolant enters the valve body 2 through the manifold 1 at liquidation pressure. As it flows through the jet 3, which open cross-section is defined by the jet needle 4 it is relaxed to vaporizing pressure. The vaporization process starts already during this pressure relaxation. The liquid and vapor mixture then enters through manifold 5 in the not shown vaporizer where it vaporizes while absorbing energy from its environment. The part 6 which supports the jet needle 4 is coupled with the flat membrane 8 via two pins 7 which ensures that movement of the membrane is immediately transmitted to the jet needle. If the membrane moves downward the jet needle increases the open cross-section of the jet. If the membrane moves upward the open cross-section of the jet is decreased until the jet is finally entirely closed. The pins 7 are housed within the valve body 2 in channels 9 which create a connection of the volume 11 underneath the membrane to the volume 10 underneath the jet needle. The volume 12 above the membrane 8 is at saturation pressure of the liquid within the temperature sensor 13 which is connected to volume 12 via a capillary pipe 14. The saturation temperature of the temperature sensor 13 is slightly higher as the saturation temperature of the coolant coming out of the jet because the temperature sensor 13 is mounted to the evaporator exhaust where the coolant is already overheated. Under normal circumstances this temperature difference is appr. 5°C.

At the normal position of the valve the pressure present at the top side of the membrane - the saturation pressure of the liquid within the temperature sensor - is equal to the pressure present in volume 10 which is also present at the bottom side of the membrane - the saturation pressure of the vaporizing coolant plus the pressure of the control spring 15. If the pressure present at the top side of the membrane decreases in the temperature sensor, because overheating occurs at the vaporizer due to incomplete coolant vaporization, that means it no longer occurs at the mounting position of the temperature sensor, the membrane is deflected upwards due to the higher pressure at its bottom side which causes a throttling of the valve. Contrarily, if the temperature increases again in the temperature sensor 13 the increasing saturation pressure within the temperature sensor overcomes the coolant vaporizing pressure plus the pressure created by the control spring 15 which causes the valve to open accordingly.

Based on this invention a liquid filled membrane canister 17 is placed between the control spring 15 and the adjusting screw 16 for the purpose of adjusting the control spring. The membrane canister contracts with decreasing vaporizing / cooling chamber temperatures and causes an automatic relaxation of the control spring. The membrane canister expands with increasing cooling chamber / vaporizing temperature and with that automatically retightens the control spring. The adjusting screw 16 which was used to readjust the control spring 15 by hand when temperature settings changed is now merely used for the one time adjustment of the tension of the control spring.